

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

BNSDOCID: <WO 9806936A1 | >

(57) 要約

本発明は、エンジンおよび油圧ポンプの制御装置であって、油圧ポンプの必要とする吸収トルクに応じて、エンジンの燃費効率と油圧ポンプの効率とが最も効率の良い点でマッチングするようにするために、レバー操作速度を検知する第1検知手段(7A)と、操作されたレバー操作速度に応じた第1検知手段(7A)からの信号を受けたとき、操作されたレバー操作速度に応じて作業機の作動速度を作動させるように、エンジン(1)の回転速度を制御する指令を噴射ポンプ(1A)に、あるいは／および、油圧ポンプ(2)の吐出容量を制御する指令をレギュレータ(2A)に出力する制御手段(10)を備える。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に記載されたPCT加盟国を特定するために使用されるコード(参考情報)

AL	アルバニア	ES	スペイン	LK	スリランカ	SE	スウェーデン
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LR	リベリア	SG	シンガポール
AT	オーストリア	FR	フランス	LS	レソト	SI	スロベニア共和国
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LT	リトアニア	SK	スロヴァキア共和国
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GE	グルジア	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BE	ベルギー	GM	ガンビア	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャード
BF	ブルキナ・ファソ	GN	ギニア	MG	マダガスカル	TG	トーゴ
BG	ブルガリア	GW	ギニアビサウ	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	TJ	タジキスタン
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	ML	マリ	TM	トルクメニスタン
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TR	トルコ
BY	ベラルーシ	ID	インドネシア	MR	モリタニア	TT	トリニダード・トバゴ
CA	カナダ	IE	アイルランド	MX	メキシコ	UA	ウクライナ
CF	中央アフリカ共和国	IL	イスラエル	MY	マレーシア	UG	ウガンダ
CG	コンゴ	IS	アイスランド	NL	ネーデルラント	US	米国
CH	スイス	IT	イタリア	NE	ニジェール	UZ	ウズベキスタン
CI	コート・ジボアール	JP	日本	NL	オランダ	VN	ヴェトナム
CM	カメルーン	KE	ケニア	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラビア
CN	中国	KG	キルギスタン	NZ	ニュージーランド	ZW	ジンバブエ
CU	キューバ	KP	朝鮮民主主義人民共和国	PL	ポーランド		
CZ	チェコ共和国	KR	大韓民国	PT	ポルトガル		
DE	ドイツ	KZ	カザフスタン	RO	ルーマニア		
DK	デンマーク	LC	セントルシア	RU	ロシア連邦		
EE	エストニア	LI	リヒテンシュタイン	SD	スーダン		

## 明 細 書

## エンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置

## 技 術 分 野

本発明は、エンジン出力トルクカーブに沿って等燃費カーブの中心側に向かって油圧ポンプの吸収トルクのマッチング点を移行させるエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置に関する。

## 背 景 技 術

従来のエンジンおよび可変容量型油圧ポンプ（以下、油圧ポンプと言う。）の制御は、図 1 4 に示すように、エンジントルクカーブ上の定格点近辺でエンジン出力トルクとポンプの吸収トルクとのマッチング点 A となるように、油圧ポンプの最大吸収トルクを制御している。以下の説明において、エンジン出力トルクとポンプの吸収トルクとがマッチングする点を、マッチング点と言う。

ここで、油圧ポンプの吸収トルクを  $T$ 、ポンプの吐出圧を  $P$ 、油圧ポンプの 1 回転当たり吐出流量を  $q$  (cc/rev)、定数を  $K_1$  としたときの油圧ポンプの吸収トルク  $T$  は下記の式で求められる。

$$T = K_1 \cdot P \cdot q$$

このようであるので、図 1 8 に示すように、ポンプの吐出圧  $P$  に対して、ポンプ吸収トルク  $T$  が図 1 4 に示すマッチング点 A のトルクを超えないように、油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量  $q$  (cc/rev)、即ち油圧ポンプの傾転角が制御される。油圧ポンプの効率  $\eta$  は、図 1 5 に示すように、油圧ポンプの傾転角が大きいほど良い。このため、ポンプの吐出圧  $P$  が高く、油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量  $q$  (cc/rev) が、最大吐出流量  $q_{\max}$  より小さい状態でマッチングしているときは油圧ポンプの効率  $\eta$  が低下する。一方、図 1 6 に示す、エンジンの等燃費カーブ  $\varepsilon$  は、中心に近づくほど低燃費領域を示しており、通常エンジンの燃費効率

は定格出力点よりもエンジン回転数が低い方が良い。

ここで、エンジンの回転数を  $N$ 、油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量  $q$  (cc/rev)、定数  $K_2$  としたときの油圧ポンプの吐出流量  $Q$  は下記の式で求められる。

$$Q = K_2 \cdot q \cdot N$$

したがって、同じ吐出流量  $Q$  を得るためには、 $q \cdot N = \text{一定}$  であるようにしてなるべく  $q$  を大きく、 $N$  を小さくする方が効率が良い。

しかしながら、 $T = K_1 \cdot P \cdot q$  であるから  $q$  を大きくすると油圧ポンプの吸収トルク  $T$  がエンジンの出力トルクを超えてしまいエンジン回転の大幅ダウンやエンストが発生する。

これらの問題を解決する技術として、日本特開昭 63-50686 号が知られている。この内容は図 17 に示すように、油圧ポンプの最大吸収トルクの制御にエンジンの噴射ポンプの制御を加え、ポンプの吐出圧  $P$  に応じて、マッチング点を、油圧ポンプの効率、およびエンジンの燃費効率の良い方へ移動させる制御を行うものである。

即ち、マッチング点のトルク = 油圧ポンプの最大吸収トルクをエンジン回転数  $N$  の関数  $T(N)$  として、図 17 に示すように、 $T(N) \cdot N = \text{一定}$  となるように ( $N$  に対して単調減少) 設定している。

そして、この  $T(N)$  とポンプの吐出圧  $P$  から、

$$q = T(N) / K_1 \cdot P$$

を求め、この  $q$  と油圧ポンプ 1 回転当たりの最大吐出流量  $q_{\max}$  を比較し、 $q < q_{\max}$  であれば、漸時エンジン回転数  $N$  を下げていくようにしている。

これは、 $T(N) \cdot N = W$  とすれば、

$$q = T(N) / K_1 \cdot P = W / K_1 \cdot P \cdot N$$

ゆえに、 $P \cdot q \cdot N = W / K_1 = \text{一定}$

したがって、ポンプの吐出圧  $P$  に対して油圧ポンプの吸収トルクが  $T(N)$  を超えない範囲で  $q \cdot N = \text{一定}$  で、 $q$  が最大、エンジン回転数  $N$  が最小の  $N$  を求めていることになる。実際のマッチング点は図 17 の  $TA \sim TA1$ ,  $TA2 \dots TA4$  と

移動していくことになる。

前述の如く、油圧ポンプの吸収トルク  $T$  は上記の式で求められるから、油圧ポンプの最大吸収トルクは、図 18 に示す双曲線  $B-C$  となる。

従来は、マッチング点のトルクから双曲線  $B-C$  を設定し、ポンプ吐出圧  $P$  に応じて、ポンプ吐出流量  $q$  (油圧ポンプの 1 回転当たりポンプ吐出流量  $q$ ) が、双曲線  $B-C$  を超えないように油圧ポンプの傾転角が制御される。

ところが、運転者のレバーの操作量が小さいときは、油圧ポンプの吐出流量  $q$  は図 18 に示すように、 $q_s$  と小さくなる。

このときの油圧ポンプの吸収トルクを  $T_s$ 、ポンプの吐出圧を  $P_a$ 、油圧ポンプの 1 回転当たり吐出流量を  $q_s$  (cc/rev)、定数を  $K_1$  としたときの油圧ポンプの吸収トルク  $T_s$  は下記の式で求められる。

$$T_s = K_1 \cdot P_a \cdot q_s$$

油圧ポンプの 1 回転当たり吐出流量が  $q_s$  のときの油圧ポンプの吸収トルク  $T_s$  は、図 19 に示すマッチング点  $A$  のトルクより小さくなって、点  $Z$  となり、エンジン、および、油圧ポンプは効率の悪い状態でマッチングしていることになる。前記日本特開昭 63-50686 号公報においても図 18 の双曲線  $B-C$  を最大 (図の左上方向) にするエンジン回転数  $N$  を求めていることになる。

したがって、この発明でも同様に、レバーの操作量が小さい場合のマッチング点は、図 17 に示す点  $T_B \sim$  点  $T_{B4}$  となり、予め設定されたマッチング点  $T_A \sim T_{A4}$  (マッチング点のトルクは、エンジン回転数  $N$  の関数  $T(N)$  に対し、エンジン回転数  $N$  に対応して単調減少するように設定されている。) より低くなり、エンジン、および、油圧ポンプは効率の悪い状態でマッチングするという問題がある。また、従来から微操作性を必要とするときはエンジン回転数を落として油圧ポンプの吐出流量を下げるという制御が行われているが、この切換えはモード切換スイッチを切換えることにより行われるので、操作が繁雑であるという問題がある。

## 発 明 の 開 示

本発明は、かかる従来技術の問題点を解消するためになされたもので、油圧ポンプの必要とする吐出流量と吐出圧に応じて、エンジンの燃費効率と油圧ポンプの効率とが最も効率の良い点でマッチングするように、油圧ポンプの傾転角制御とエンジンのガバナ制御を行うようにするとともに、レバー操作速度に応じてエンジン回転数及びポンプ傾転角制御して微操作性を向上し、かつ、燃料ダイヤルにより操作の繁雑さを解消するようにしたエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置を提供することを目的とする。

本発明に係るエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第1構成は、エンジンと、エンジンの出力トルクおよび回転速度を制御する噴射ポンプと、エンジンにより駆動され、作業機に圧油を供給する可変容量型油圧ポンプと、可変容量型油圧ポンプの斜板角を制御するレギュレータと、作業機の作動を操作する操作レバーと、操作レバーからの信号を受けて可変容量型油圧ポンプからの吐出容量を可変にする指令をレギュレータに出力する制御手段と、を有するエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置において、

レバー操作速度を検知する第1検知手段と、

操作されたレバー操作速度に応じた第1検知手段からの信号を受けたとき、操作されたレバー操作速度に応じて作業機の作動速度を作動させるように、エンジンの回転速度を制御する指令を噴射ポンプに、あるいは／および、可変容量型油圧ポンプの吐出容量を制御する指令をレギュレータに出力する制御手段とを備える構成としたものである。

上記構成によれば、レバーの操作速度に見合ったエンジン回転数になるようにしてあり、このエンジン回転数対応してエンジンの噴射ポンプのガバナ制御および油圧ポンプの傾転角の制御を行うようにしたものである。

つまり、レバーの操作速度に応じてエンジンのトルクカーブに沿って油圧ポンプの吸収トルクのマッチング点を移動させるとともに、等燃費カーブの中心側に近づけるようにしたので、エンジンの燃費効率の良いところで、しかも、油圧ポ

ンプの効率の良いところで運転することができる。

第2構成は、第1構成において、制御手段は、操作されたレバー操作速度が所定の速度以下のとき、作業機を微速に作動させる指令を出力する構成としたものである。

上記構成によれば、第1構成の効果に加えて、レバーの操作速度が遅いとき、レバーの微操作速度に見合ったエンジン回転数になるようにしてあり、このエンジン回転数に対応してエンジンの噴射ポンプのガバナ制御および油圧ポンプの傾転角の制御を行うようにしたので、作業機の微操作時にもエンジンの燃費効率の良いところで、しかも、油圧ポンプの効率の良いところで運転することができる。

第3構成は、第2構成において、制御手段は、噴射ポンプを制御する燃料ダイヤルが自動を選択されたとき作業機を微速に作動させる指令を出力する構成としたものである。

上記構成によれば、燃料ダイヤルを自動位置にすることにより、所定のエンジン回転数で作業機を微操作することができるので、操作性が向上するとともに、エンジンの燃費効率の良いところで、しかも、油圧ポンプの効率の良いところで運転することができる。

第4構成は、エンジンと、エンジンの出力トルクおよび回転速度を制御する噴射ポンプと、エンジンにより駆動され、作業機に圧油を供給する可変容量型油圧ポンプと、可変容量型油圧ポンプの斜板角を制御するレギュレータと、作業機の作動を操作する操作レバーと、操作レバーからの信号を受けて可変容量型油圧ポンプからの吐出容量を可変にする指令をレギュレータに出力する制御手段と、を有するエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置において、

レバーストロークおよびレバー操作速度を検知する第1検知手段と、

ポンプ圧を検知する第2検知手段と、

第1検知手段からのレバーストロークに応じた可変容量型油圧ポンプからの吐出容量を求めるポンプ吐出容量演算手段と、

操作されたレバー操作速度が所定の速度を越えたとき、可変容量型油圧ポンプの回転当たりの吐出容積を最大にする指令を出力するとともに、そのときのレバーストロークに応じた吐出容量に対応するストローク用エンジン回転速度を演算する第1演算手段と、

エンジントルクカーブで、エンジンの効率とポンプの効率とがマッチングするように所定範囲に設定されたエンジントルクカーブにおけるエンジンの最低回転数  $N_{min}$  と最高回転数  $N_{max}$  とを記憶するマッチング範囲記憶手段と、

操作されたレバー操作速度が所定の速度を越え、かつ、可変容量型油圧ポンプの回転当たりの吐出容積を最大にしたとき、そのときのマッチングエンジントルクカーブに応じた吐出容量に対応するマッチング用エンジン回転速度を演算する第2演算手段と、

第1演算手段と第2演算手段で演算されるそれぞれのストローク用エンジン回転速度とマッチング用エンジン回転速度のうちの高い方を可変容量型油圧ポンプのレギュレータに指令を出力するポンプ吐出用制御手段とを備える構成したものである。

上記構成によれば、レバーの操作速度が所定の速度を越えたときでも、そのレバー操作速度に見合ったエンジン回転数になるようにしてあり、このエンジン回転数に対応してエンジンの噴射ポンプのガバナ制御および油圧ポンプの傾転角の制御を行うようにした。

これにより、レバーの操作速度が所定の速度を越えたときでも、その操作速度に応じてエンジンのトルクカーブに沿って油圧ポンプの吸収トルクのマッチング点を移動させるとともに、等燃費カーブの中心側に近づけるようにしたので、エンジンの燃費効率の良いところで、しかも、油圧ポンプの効率の良いところで運転することができる。



## 図面の簡単な説明

図 1 は本発明のエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第 1 実施例の基本回路図である。

図 2 はエンジン出力トルク、ポンプ吸収トルクとエンジン回転数との関係を説明する 1 例の線図である。

図 3 は第 1 実施例のエンジン回転数とレバー操作速度との関係を説明する線図である。

図 4 はエンジン回転数の関数  $T(N)$  とエンジン回転数との関係を説明する線図である。

図 5 はエンジン出力トルク、ポンプ吸収トルクとエンジン回転数との関係を説明する 2 例の線図である。

図 6 は第 1 実施例のフローチャートである。

図 7 は図 6 のつづきのフローチャートである。

図 8 は本発明のエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第 2 実施例の基本回路図である。

図 9 はポンプ吐出圧  $P$  とポンプ吐出流量  $q$  の  $P-q$  線図である。

図 10 は第 2 実施例のエンジン回転数とレバー操作速度との関係を説明する線図である。

図 11 は第 2 実施例のエンジントルクカーブ線上に沿ってポンプ吸収トルクのマッチング点を  $A1-A2$  の間を移行させる説明図である。

図 12 は第 2 実施例のフローチャートである。

図 13 は図 12 のつづきのフローチャートである。

図 14 はエンジン出力トルクとエンジン回転数との関係を説明する線図である。

。

図 15 はポンプ効率とポンプ吐出流量との関係を説明する線図である。

図 16 はエンジンの等燃費カーブを説明する図である。

図 17 は従来のエンジン出力トルク、ポンプ吸収トルクとエンジン回転数との

関係を説明する線図である。

図 1 8 はポンプ吐出圧  $P$  とポンプ吐出流量  $q$  の関係を説明する 1 例の  $P - q$  線図である。

図 1 9 はエンジン出力トルクとエンジン回転数との関係を説明する線図である

図 2 0 はポンプ吐出圧  $P$  とポンプ吐出流量  $q$  の関係を説明する 2 例の  $P - q$  線図である。

### 発明を実施するための最良の形態

本発明に係るエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置について、好ましい実施例を添付図面に従って以下に詳述する。

図 1 は、本発明の基本回路を示し、エンジン 1 により可変容量型油圧ポンプ 2 (以下、油圧ポンプ 2 と言う。) が駆動される。エンジン 1 の噴射ポンプ 1 A の図示しないガバナは制御手段 1 0 と接続している。エンジン回転数を検知する回転センサ 1 a (第 3 検知手段 1 a と言う。) は制御手段 1 0 と接続している。油圧ポンプ 2 の傾転角を制御するレギュレータ 2 A は制御手段 1 0 と接続している。油圧ポンプ 2 の吐出管路 3 から分岐する管路 3 に吐出圧を検知する油圧センサ 3 A (第 2 検知手段 3 A と言う。) を配設している。この油圧センサ 3 A は制御手段 1 0 と接続している。レバー 7 の操作ストローク  $S1$ 、および操作速度  $V$  を検知するポテンショメータ 7 A (第 1 検知手段と言う。) からの信号を制御手段 1 0 に入力している。燃料ダイヤル 8 は、操作ノブ 8 a を通常モードのエンジン回転数を  $Min$  から  $Max$  の位置を選択するか、あるいは、 $AUTO$  位置にすると、その信号は制御手段 1 0 に入力される。

油圧ポンプ 2 は、管路 3 を介して電磁式方向切換弁 4 と接続している。この電磁式方向切換弁 4 は管路 5 a、5 b を介してアクチュエータ 6 と接続している。

制御手段 1 0 から指令信号  $i01$  は、電磁式方向切換弁 4 の操作部 4 a に出力され、これにより電磁式方向切換弁 4 は a 位置に切換わる。このため、油圧ポンプ 2 から吐出する圧油は管路 3 から電磁式方向切換弁 4 の a 位置を通過して管路 5 b

からアクチュエータ 6 に流入して駆動される。

制御手段 10 から指令信号 i02 は電磁式方向切換弁 4 の操作部 4b に出力され、これにより電磁式方向切換弁 4 は b 位置に切換わる。このため、油圧ポンプ 2 から吐出する圧油は管路 3 から電磁式方向切換弁 4 の b 位置を通して管路 5a からアクチュエータ 6 に流入して駆動される。

次に、エンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御について、前述の従来技術と本発明の第 1 実施例とを比較して説明する。

実際に運転に必要なのはポンプの吐出圧  $P_a$  と、運転者が操作に必要とする油圧ポンプの吐出流量  $Q$  である。油圧ポンプの必要吐出流量  $Q_d$  は、関数  $f_1$ 、運転者が操作したレバーストローク  $S_1$  により決まり、

$$Q_d = f_1(S_1)$$

により求められる。

また、 $Q_d$  を吐出するために必要な油圧ポンプ 1 回転当たり吐出流量  $q$  は、エンジン回転数を  $N$  とすると、

$$q = Q_d / K_2 \cdot N$$

により求められる。

従来は、図 18 のポンプ吐出圧  $P$  とポンプ吐出流量  $q$  の  $P-q$  線図に示すように、油圧ポンプの最大吸収トルクは双曲線  $B-C$  を設定し、ポンプ吐出圧  $P$  が増減してもポンプ吐出流量  $q$  (cc/rev) が、双曲線  $B-C$  を超えないように油圧ポンプの傾転角を制限している。

そして、油圧ポンプの実吐出圧  $P_a$  に対し、この双曲線  $B-C$  から決まる  $q_T$  と  $q = Q_d / K_2 \cdot N$  の小さい方に油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量がなるように傾転角を制御している。

したがって、レバーの操作量が小さいときは、油圧ポンプの吐出流量  $q$  は図 18 に示すように、 $q_S$  と小さくなる。

このときの油圧ポンプの吸収トルク  $T_S$  ( $T_S = K_1 \cdot P_a \cdot q_S$ ) は、小さいので、図 19 に示すマッチング点 A から点 Z に移動する。

このため、従来技術ではエンジン、および、油圧ポンプは効率の悪い位置でマッチングするという問題がある。

また、前記日本特開昭63-50686号の技術でも、油圧ポンプの実吐出圧  $P_a$  に対して、油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量  $q_T$  は最大に制御されるが、レバーの操作量が小さく  $q_S < q_T$  の場合は、同様の問題がある。

この問題点を解決するために、本発明の第1実施例は以下のように制御するようにしたものである。

すなわち、油圧ポンプの実吐出圧  $P_a$  と、運転者が操作に必要とするポンプ吐出流量  $Q_d$  からエンジンの出力トルクの範囲内で、これらの実吐出圧  $P_a$ 、ポンプ吐出流量  $Q_d$  を達成するもののうち、油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量  $q$  が最大でエンジン回転数  $N$  が最小になるように、油圧ポンプのレギュレータ2Aおよびエンジンの噴射ポンプ1Aを制御するようにしたものである。

また、従来はモード切換スイッチを切換えることにより、設定していた微操作モード（エンジン回転数を低く固定）を、レバーの操作速度で自動で設定するようにし、さらに、これらの制御のON/OFFを燃料ダイヤルの操作位置により、できるようにしたものである。

図1に示す、本発明の制御手段10には、レバーストロークに応じた可変容量型油圧ポンプからの吐出容量を求めるポンプ吐出容量演算手段、レバーストロークに応じた吐出容量に対応するストローク用エンジン回転数を演算する第1演算手段、エンジン最低回転数  $N_{min}$  と最高回転数  $N_{max}$  とを記憶するマッチング範囲記憶手段、レバー操作速度が所定の速度を越え、かつ、可変容量型油圧ポンプの回転当たり吐出容積を最大にしたとき、そのときのマッチングエンジントルクカーブに応じた吐出容量に対応するマッチング用エンジン回転速度を演算する第2演算手段、および、ストローク用エンジン回転速度とマッチング用エンジン回転速度のうちの高い方を油圧ポンプのレギュレータに指令を出力するポンプ吐出用制御手段を備えている。上記構成によれば、マッチング範囲記憶手段には、図4に示す、トルクカーブ  $T(N)$  上にマッチング点Dと、マッチング点Eとを予

め記憶されており、マッチング点Dのときは最高回転数 $N_{max}$ とし、マッチング点Eのときは最低回転数 $N_{min}$ となるようにしてある。例えば、微操作によりレバー操作速度が遅いときは、その操作速度に応じてマッチング点Eに向かって最適マッチング点を設定し、エンジンと油圧ポンプが運転される。

この逆にレバー操作速度が速いときは、その操作速度に応じてマッチング点Dに向かって最適マッチング点を設定し、エンジンと油圧ポンプが運転される。

このように、レバー操作速度に応じてマッチング点D-Eの間で最適マッチング点となるようにエンジンの噴射ポンプの制御と油圧ポンプの傾転角の制御が行われる。したがって、エンジン燃費効率と油圧ポンプの効率とが最も効率の良い点でマッチングさせてエンジンおよび油圧ポンプを運転することができる。

また、制御手段10には、燃料ダイヤル8の操作位置(MIN~MAX, AUTO)に応じて図2に示す、基準となるエンジン回転数 $N_0$ 、および、基準となる油圧ポンプ最大吸収トルク $T_0$ 、および、マッチング点D-Eの線図に示すように、エンジン回転数 $N$ の関数 $T(N)$ が記憶されている。

また、制御手段10は、燃料ダイヤル8の操作位置(MIN~MAX位置、AUTO位置)に応じて、エンジン・ポンプの効率を最も良くするように、噴射ポンプ1Aのガバナと油圧ポンプのレギュレータ2Aへ指令出力する。

さらに、制御手段10は、レバー7の操作量 $S_1$ の信号を受けて、レバー操作速度を検出して、その操作速度に応じたエンジン回転数 $N$ および油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量 $q$ となるように、噴射ポンプ1Aおよびレギュレータ2Aへ指令出力して、エンジン・油圧ポンプを制御するようになっている。

本発明を詳しく説明すると、運転者が操作に必要なポンプ吐出流量 $Q_d$ を達成するもののうち、油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量が最大、エンジン回転数が最小となる回転数 $N_{qmin}$ は、

$$N_{qmin} = Q_d / K_2 \cdot q_{max}$$

により求めることができる。

しかしながら、一般的に、ポンプに作用する圧力 $P$ と、ポンプ実吐出流量 $Q$ と

、ポンプ 1 回転当たりの吐出流量  $q$  と、エンジン回転数  $N$  と、トルク  $T$  との関係を、定数  $K_2$ 、 $K_3$  としたときに、

$$P \cdot Q = K_2 \cdot P \cdot q \cdot N = K_3 \cdot T \cdot N$$

であるから、エンジン回転数  $N$  を小さくすると、必要トルク  $T$  は増大する。

したがって、必要トルク  $T$  から最小エンジン回転数  $N_{Tmin}$  が決定される。

$N_{Tmin}$  は、 $P \cdot Q = K_3 \cdot T \cdot N$  より、エンジン回転数  $N$  の関数として制御手段 10 に記憶された許容トルク  $T(N)$  (通常はエンジンのトルクライズに沿った関数として設定される) を使って、

$$N_{Tmin} = P_a \cdot Q_d / K_3 \cdot T \cdot N$$

により求めることができる。

そして、油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量から決まる最小エンジン回転数  $N_{qmin}$  とトルクから決まる最小エンジン回転数  $N_{Tmin}$  との大きい方をエンジン目標回転数  $N_r$  に設定する。即ち、図 5 に示す、エンジン回転数  $N$  の関数として制御手段 10 に記憶された許容トルク  $T(N)$  線に対して、 $P_a \cdot Q / K_3 \cdot N$  で求められる線と、 $K_1 \cdot P_a \cdot q_{max}$  で求められる線とが交わる交点を  $N_{qmin}$ 、また、 $T(N)$  線に対して、 $P_a \cdot Q / K_3 \cdot N$  で求められる線が交わる交点を、 $N_{Tmin}$  として求め、この  $N_{qmin}$  と  $N_{Tmin}$  の大きい方をエンジン目標回転数  $N_r$  に設定しているものである。

ここで、図 4 について説明する。縦軸はエンジン回転数  $N$  の関数  $T(N)$  であり、横軸はエンジン回転数  $N$  である。噴射ポンプ 1 A へ無負荷回転数  $N_{0r}$  となるように指令出力して、エンジン目標回転数  $N_r$  となるようにしてある。

このエンジン目標回転数  $N_r$  は、エンジン回転数の関数  $T(N)$  に対するマッチング点 D - E 間で設定されるようになっている。マッチング点 D において、噴射ポンプ 1 A へ無負荷回転数  $N_{0max}$  となるように指令出力して、負荷時のエンジン回転数  $N_{max}$  となるようにしてある。このエンジン回転数  $N_{max}$  が、最高回転数とする上限値である。マッチング点 E において、噴射ポンプ 1 A へ無負荷回転数  $N_{0min}$  となるように指令出力して、負荷時のエンジン回転数  $N_{min}$  となるよう

にしてある。このエンジン回転数  $N_{min}$  が、最低回転数とする下限値である。

このように制御される図 4 の関数設定されたデータが制御手段 10 に記憶されている。そして、前記図 5 で説明した  $N_{qmin}$ 、および  $N_{Tmin}$  は、ポンプ実吐出流量  $Q$  が非常に小さかったり、非常に大きい場合に、エンジンの実用回転数範囲を外れてしまう場合があり、このときは図 4 に示す、予め制御手段 10 に記憶されているエンジン回転数  $N_{min} \sim N_{max}$  の範囲で運転できるようになっている。

以上により、エンジントルクカーブに沿って図 16 で説明したように等燃費カーブ  $\epsilon$  の中心に近づくように油圧ポンプのマッチング点を移行するようにして、エンジンは燃費効率の良いところで、しかも、油圧ポンプは、ポンプ効率の良いところで運転するようにしたものである。

図 3 は、エンジン回転数  $N$  とレバー操作速度  $V$  との関係を示す線図である。

図 3 に示すように、レバー速度  $V_0$  までの遅い範囲では、エンジン回転数  $N_1$  の低い回転とし、レバー速度  $V_0$  から  $V_1$  までの範囲は徐々にエンジン回転数が増加し、レバー速度  $V_1$  に達すると高い回転のエンジン回転数  $N_{max}$  となるようにしてあり、このようなエンジン回転数  $N$  とレバー操作速度  $V$  との関数設定されたものが制御手段 10 に記憶されている。

今、レバーの操作量が小さく、 $N_{min}$ 、または  $N_{max}$  から求めたエンジン目標回転数  $N_r$  が小さい状態から、運転者がレバーの操作量を大きくしていくと、それにともないエンジン目標回転数  $N_r$  も増大していく。しかしながら、レバーの操作速度が遅い場合には運転者が微操作を行いたいと判断して、前述の如く図 3 に示す、エンジン回転数  $N$  とレバー操作速度  $V$  との関係でエンジン目標回転数  $N_r$  の増大に制限をかけるようにしてある。

図 1 に示す燃料ダイヤル 8 は  $MIN \sim MAX$  の位置では従来通りにスロットルの調整が可能で、 $AUTO$  の位置にすると、詳しくは図 6、図 7 のフローチャートで後述するが、図 3 に示すようにレバー操作速度によるエンジン回転数の増大制限制御が行われるとともに、エンジン目標回転数  $N_r$  と、それに応じたポンプ目標吐出流量  $q_r$  によって、噴射ポンプ 1A のガバナ、および油圧ポンプ 2 のレ

ギュレータ 2 A が制御される。

なお、燃料ダイヤル 8 は A U T O の位置以外では、レバー操作速度によるエンジン回転数の増大制限制御のみ O F F となるように設定しても良い。

本発明に係るエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第 1 実施例のフローチャートを図 6、図 7 により説明する。

S 1 にて図 1 に示す燃料ダイヤル 8 の操作ノブ 8 a を A U T O 位置か判定しており、N O のときは図示しない従来の制御に移り、Y E S のときは S 2 にてレバーストローク S 1、ポンプ吐出圧 P a を検出する。

図 1 に示す、レバー 7 のストロークを検知するポテンショメータ 7 A からの信号が制御手段 1 0 に入力されて、その信号によりレバー 7 のストロークを検出するようになっている。

次に、S 3 にてポンプ必要吐出流量 Q d を、関数 f 1、レバーストローク S 1 から、

$$Q d = f 1 ( S 1 )$$

で計算する。

次に、S 4 にてレバー操作速度 V を検出し、図 3 のエンジン回転数 N とレバー操作速度 V との関係線図に示すレバー操作速度 V 1 に対して、検出されたレバー操作速度 V が大きいのか判定しており、N O のときは S 1 3 に移行し、Y E S のときは S 6 にて最小エンジン回転数 N q m i n、ポンプ吐出流量 Q d、ポンプ最大吐出流量 q m a x、定数 K 2 としたときの、

$$N q m i n = Q d / K 2 \cdot q m a x$$

を計算する。

つまり、運転者が操作に必要な吐出流量 Q d を達成するために、油圧ポンプ 1 回転当たりの吐出流量が最大、エンジン回転数が最小となる N q m i n を求めるものである。次に、S 7 にて予め記憶されているエンジン目標回転数の関数 T ( N ) × N ( エンジン回転数 ) と、1 / K 3 ( 定数 ) × P a ( ポンプ吐出圧 ) × Q d ( ポンプ吐出流量 ) とを比較演算して最小エンジン回転数 N T m i n を求める。



即ち、S 6、S 7で求める $N_{qmin}$ 、 $N_{Tmin}$ は、図5に示すエンジン回転数 $N$ の関数として制御手段10に記憶された許容トルク $T(N)$ 線に対して、 $P_a \cdot Q / K_3 \cdot N$ で求められる線と、 $K_1 \cdot P_a \cdot q_{max}$ で求められる線とが交わる交点を $N_{qmin}$ 、また、 $T(N)$ 線に対して、 $P_a \cdot Q / K_3 \cdot N$ で求められる線が交わる交点を $N_{Tmin}$ として求めるものである。

$N_{Tmin} = P_a \cdot Q_d / K_3 \cdot T(N_{Tmin})$ となる $N_{Tmin}$ を求めれば良いが、実際には制御手段10に記憶されている $T(N)$ と $N$ の積と、 $P_a \cdot Q_d / K_3$ が等しくなる点として $N_{Tmin}$ を求めるようにしている。

S 8にて $N_{qmin}$ と $N_{Tmin}$ の高い方をエンジン目標回転数 $N_r$ とするように処理される。S 9にてエンジン目標回転数 $N_r$ が予め記憶されているエンジン回転数 $N_{min}$ より小さいか判定しており、NOのときはS 11に移行し、YESのときはS 10にて予め記憶されているエンジン回転数 $N_{min}$ をエンジン目標回転数 $N_r$ とする処理がなされS 15に移行する。

前記S 9にてNOのときはS 11にてエンジン目標回転数 $N_r$ が予め記憶されているエンジン回転数 $N_{max}$ より大きいと判定しており、YESと判定されたときはS 12にて予め記憶されているエンジン回転数 $N_{max}$ をエンジン目標回転数 $N_r$ とする処理が行われS 15に移行する。

前記S 5でNOのときはS 13にて検出されたレバー操作速度 $V$ からエンジン回転数 $N_{lim}$ を求める。

つまり、 $N_{lim}$ は、図3に示す、レバー速度 $V_0$ と $V_1$ との範囲中で実際のレバー速度 $V$ を検出して求められる。

前記、図3で説明したレバー操作速度 $V$ によりエンジン回転数の増大に制限をかけるものである。

S 14にて、エンジン回転数 $N_{lim}$ をエンジン目標回転数 $N_r$ とする処理が行われS 15に移行する。

S 15にて、油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量 $q_q$ 、必要吐出流量 $Q_d$ 、エンジンの目標回転数 $N_r$ 、定数を $K$ としたときの、

$$q_q = Q_d / K_2 \cdot N_r$$

を計算してS16に移行する。

S16にて油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量 $q_T$ 、エンジン目標回転数の関数 $T(N_r)$ ポンプの吐出圧 $P_a$ 、定数を $K_1$ としたときの、

$$q_T = T(N_r) / K_1 \cdot P_a$$

を計算してS17に移行する。

S17では $q_q$ 、 $q_T$ および $q_{max}$ を比較し、一番小さいものを油圧ポンプ1回転当たりの目標吐出流量 $q_r$ とする処理が行われる。

そして、S18にてエンジン回転数 $N_r$ とするように、図1の制御手段10から噴射ポンプ1Aのガバナに指令出力される。ただし、この場合図2に示すように、エンジンの回転数は、通常負荷が軽くなると増大するので、噴射ポンプ1Aにはエンジン目標回転数 $N_r$ に対応した無負荷回転数 $N_{0r}$ とするように指令出力されるようになっている。

また、S19にて油圧ポンプ1回転当たりの吐出流量 $q_r$ とするように、図1の制御手段10からレギュレータ2Aに指令出力される。

これにより、前述の如く、図2に示すように、エンジントルクカーブ上のD-Eの範囲内で目標エンジン回転数 $N_r$ に対応したエンジン回転数 $N_{0r}$ となるように、図1の噴射ポンプ1Aのガバナと油圧ポンプ2のレギュレータ2Aを制御される。つまり、エンジントルクカーブに沿って図16で説明したように等燃費カーブ $\epsilon$ の中心に近づくようにして油圧ポンプの吸収トルクのマッチング点(D-Eの間)を移行するようにしたので、エンジンの燃費効率の良いところで、しかも、ポンプ効率の良いところで運転するようにしたものである。

また、本実施例で特徴とする点は、レバーの操作速度 $V$ が遅いとき、即ち図1に示すアクチュエータ6を微操作するときは、そのレバーの操作速度 $V$ に見合ったエンジン回転数 $N_{lim}$ になるようにしてあり、この制限を加えたエンジン回転数 $N_{lim}$ により前記の演算処理を行って、エンジンの噴射ポンプのガバナ制御および油圧ポンプの傾転角の制御を行うようにしたので、微操作モードへの切換操

作が不要になる上、これらの制御のON/OFF設定が燃料ダイヤル8のみで行うことができる。

次に、本発明に係るエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第2実施例を第1実施例の図1を参照して図8乃至図13により説明する。

図8に示すエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置は、第1実施例の図1と同一符号を付したものは同一部品である。

可変容量型油圧ポンプ2（以下、油圧ポンプ2と言う。）の傾転角を検知する傾転角センサ2Bは制御手段10と接続している。これ以外は、第1実施例の図1と同一であり、説明は省略する。

図9はポンプ吐出圧Pとポンプ吐出流量q(cc/rev)との関係を説明するP-q線図である。

ここで、エンジン回転数N、ポンプの吐出圧P、油圧ポンプの1回転当たりの吐出流量q(cc/rev)としたときの油圧ポンプ吐出流量Qは、

$$Q = q \text{ (cc/rev)} \cdot N$$

よって、油圧ポンプの吸収馬力は $P \cdot Q$ ＝一定のほぼ等馬力の一定線上に制御される。

図9において、 $q_{\max}$ とは油圧ポンプの1回転当たりの最大吐出流量を示しており、後述する $P_0$ はこのときのポンプ吐出圧である。

ここで、油圧ポンプの1回転当たりの吐出流量q(cc/rev)は、図7に示す油圧ポンプ2の傾転角を傾転角センサ2Bで検知することにより演算できる。

また、図8に示す制御手段10に予めポンプの吐出圧Pと吐出流量qとの関係をマップで記憶しておき、吐出圧Pを検知することにより油圧ポンプの1回転当たりの吐出流量qを設定することができる。

図10はエンジン回転数と操作レバー速度との関係を説明する図である。

この図は後述するエンジン目標回転数 $N_r$ が設定された後に、操作レバー7の操作速度を検知し、この操作レバー7の操作速度 $V_0$ が所定のレバー速度より遅い場合にはエンジン回転数が上がる側のエンジン回転数 $N_0$ から前記エンジン目

標回転数  $N_r$  に制限（急激にエンジン回転数が  $N_r$  まで上がらないように制限）を加えるように噴射ポンプ 1 A のガバナを制御するものである。

これにより、操作レバー 7 の操作感覚にあったエンジン回転数の制御が可能となり、エンジン回転数の急激な上昇がなく、安定したエンジン回転数制御が行われるので微操作性が良い。

図 1 1 はエンジン出力トルクカーブ A に対応する油圧ポンプ吸収トルクのマッチング点の A1 ~ A2 の X 方向, A2 ~ A1 の Z 方向の移行時間について説明する図である。

エンジン回転数を下げる側となる油圧ポンプ吸収トルク S LF から油圧ポンプ吸収トルク S Lr への移行時間を遅くしてある。

また、エンジン回転数を上げる側となる油圧ポンプ吸収トルク S Lr から油圧ポンプ吸収トルク S LF への移行時間は速くしてある。

したがって、エンジン回転数を下げる側ではエンジン回転数の変動を防止し、油圧ポンプの吐出流量不足が起こらないようにしてある。

また、エンジン回転数を上げる側では作業性が向上する共に、油圧ポンプの吐出流量不足が起こらないようにしてある。

これとは逆に、エンジン回転数を下げる側の油圧ポンプ吸収トルク S LF から油圧ポンプ吸収トルク S Lr への移行時間を速くしても良い。

さらに、エンジン回転数を上げる側の油圧ポンプ吸収トルク S Lr から油圧ポンプ吸収トルク S LF への移行時間を遅くしても良い。

これらの制御は小型～大型の各種エンジンと油圧ポンプとの仕様等によって決定されるものである。

これにより、エンジン回転数の変動を防止し、作業性が向上すると共に、油圧ポンプの吐出流量不足が起こらないようにしてあるので、微操作性が良くエンジンおよび油圧ポンプが安定して駆動することができる。

本発明に係るエンジンおよび可変容量型油圧ポンプの制御装置の第 2 実施例のフローチャートを図 1 2, 図 1 3 に基づいて説明する。

S 5 0 にて図 1 に示す燃料ダイヤル 8 の操作ノブ 8 a を A U T O の位置か判定しており、N O のときは S 5 0 に戻り、Y E S のときは、S 5 1 にてエンジン回転数 (N)、ポンプ吐出圧 (P 1)、操作レバーストローク (S 1) を検出する。S 5 2 にて油圧ポンプ吐出流量 Q d、関数 f 1、操作レバーストローク S 1 としたときの、

$$Q d = f 1 (S 1)$$

を計算する。

S 5 3 にてポンプ吐出圧 P 1 に対する所定のポンプ圧 P 0 が  $P 1 \leq P 0$  か判定しており、Y E S のときは S 5 4 にて油圧ポンプ q max (cc/rev) から最小エンジン回転数 N q min、定数 K 1、油圧ポンプ 1 回転当たりの最大吐出流量 q max (cc/rev)、油圧ポンプ吐出流量 Q d としたときの、

$$N q min = K 1 \cdot (Q d / q max)$$

を計算する。

S 5 3 にて N O のときは S 5 5 にてポンプ吐出圧 P 1 に対する所定の油圧ポンプ圧 P 0 が  $P 1 > P 0$  か判定しており、N O のときは S 5 3 に戻り、Y E S のときは S 5 6 にて油圧ポンプ最大吸収トルク T max から最小エンジン回転数 N w min、定数 K 1、油圧ポンプ吐出流量 Q d、油圧ポンプ 1 回転当たりの油圧ポンプの吸収トルク q T としたときの、

$$N w min = K 1 \cdot (Q d / q T)$$

を計算する。

S 5 7 にて最小エンジン回転数 N q min と最小エンジン回転数 N w min の高い方をエンジン目標回転数 N r に設定する。

S 5 8 にてエンジン目標回転数 N r に対応する油圧ポンプ吸収トルク S L r を設定する。S 5 9 にて油圧ポンプレギュレータへの制御電流値 i 2、関数 f 1、油圧ポンプ吸収トルク S L r としたときの、

$$i 2 = f 1 (S L r)$$

を計算する。

S 6 0 にて油圧ポンプのレギュレータへ指令出力する。

S 6 1 にて噴射ポンプへのスロットル開度を制御する制御電流値  $i_1$ 、関数  $f_2$ 、油圧ポンプ吸収トルク  $S_{Lr}$  としたときの、

$$i_1 = f_2(S_{Lr})$$

を計算する。

S 6 2 にて噴射ポンプへ指令出力する。

S 6 3 にて燃料ダイヤル A U T O 位置か判定しており、Y E S のときは S 5 1 に戻り、N O のときはエンドとなる。

第 2 実施例のフローチャートによれば、操作レバー 7 のストロークにより演算される油圧ポンプ 2 の吐出流量、エンジン回転数およびポンプの吐出圧により演算されるエンジン目標回転数  $N_r$  は、重負荷となってもエンストすることがなく、油圧ポンプが吐出制御できる許容範囲内に設定してある。このエンジン目標回転数  $N_r$  に対応して設定される油圧ポンプ吸収トルク  $S_{Lr}$  がエンジントルクカーブの線上でマッチングするようにしたので、このマッチング点が図 16 に示す等燃費カーブの中心に近づくように制御される。

したがって、低燃費で、かつ、エンジンおよび油圧ポンプは効率の良い所でマッチングさせることができる。

#### 産業上の利用可能性

本発明は、エンジンの燃費効率と油圧ポンプの効率とが最も効率の良い点でマッチングさせるとともに、レバー操作速度に応じてエンジン回転数及びポンプ傾転角制御して微操作性を向上し、かつ、燃料ダイヤルにより操作の繁雑さを解消するようにしたエンジンおよび油圧ポンプの制御装置として有用である。

## 請 求 の 範 囲

1. エンジンと、エンジンの出力トルクおよび回転速度を制御する噴射ポンプと、エンジンにより駆動され、作業機に圧油を供給する油圧ポンプと、油圧ポンプの斜板角を制御するレギュレータと、作業機の作動を操作する操作レバーと、操作レバーからの信号を受けて油圧ポンプからの吐出容量を可変にする指令をレギュレータに出力する制御手段と、を有するエンジンおよび油圧ポンプの制御装置において、

レバー操作速度を検知する第1検知手段と、

操作されたレバー操作速度に応じた第1検知手段からの信号を受けたとき、操作されたレバー操作速度に応じて作業機の作動速度を作動させるように、エンジンの回転速度を制御する指令を噴射ポンプに、あるいは／および、油圧ポンプの吐出容量を制御する指令をレギュレータに出力する制御手段とを備えることを特徴とするエンジンおよび油圧ポンプの制御装置。

2. 請求の範囲1記載のエンジンおよび油圧ポンプの制御装置において、

制御手段は、操作されたレバー操作速度が所定の速度以下のとき、作業機を微速に作動させる指令を出力することを特徴とするエンジンおよび油圧ポンプの制御装置。

3. 請求の範囲2記載のエンジンおよび油圧ポンプの制御装置において、

制御手段は、噴射ポンプを制御する燃料ダイヤルが自動を選択されたとき作業機を微速に作動させる指令を出力することを特徴とするエンジンおよび油圧ポンプの制御装置。

4. エンジンと、エンジンの出力トルクおよび回転速度を制御する噴射ポンプと、エンジンにより駆動され、作業機に圧油を供給する油圧ポンプと、油圧ポンプ

の斜板角を制御するレギュレータと、作業機の作動を操作する操作レバーと、操作レバーからの信号を受けて油圧ポンプからの吐出容量を可変にする指令をレギュレータに出力する制御手段と、を有するエンジンおよび油圧ポンプの制御装置において、

レバーストロークおよびレバー操作速度を検知する第 1 検知手段と、

ポンプ圧を検知する第 2 検知手段と、

第 1 検知手段からのレバーストロークに応じた油圧ポンプからの吐出容量を求めるポンプ吐出容量演算手段と、

操作されたレバー操作速度が所定の速度を越えたとき、油圧ポンプの回転当たりの吐出容積を最大にする指令を出力するとともに、そのときのレバーストロークに応じた吐出容量に対応するストローク用エンジン回転速度を演算する第 1 演算手段と、

エンジントルクカーブで、エンジンの効率とポンプの効率とがマッチングするように所定範囲に設定されたエンジントルクカーブにおけるエンジンの最低回転数  $N_{min}$  と最高回転数  $N_{max}$  とを記憶するマッチング範囲記憶手段と、

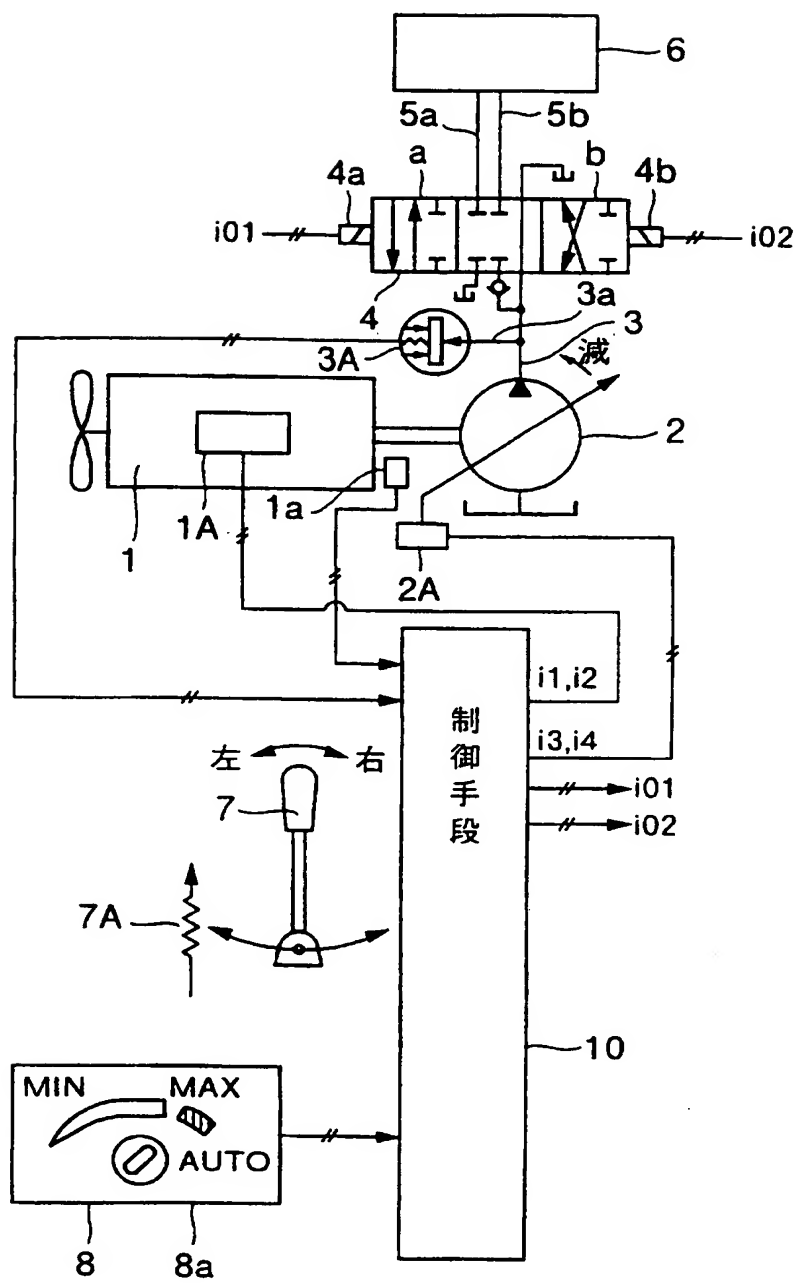
操作されたレバー操作速度が所定の速度を越え、かつ、油圧ポンプの回転当たりの吐出容積を最大にしたとき、そのときのマッチングエンジントルクカーブに応じた吐出容量に対応するマッチング用エンジン回転速度を演算する第 2 演算手段と、

第 1 演算手段と第 2 演算手段で演算されるそれぞれのストローク用エンジン回転速度とマッチング用エンジン回転速度のうちの高い方を油圧ポンプのレギュレータに指令を出力するポンプ吐出用制御手段とを備えることを特徴とするエンジンおよび油圧ポンプの制御装置。



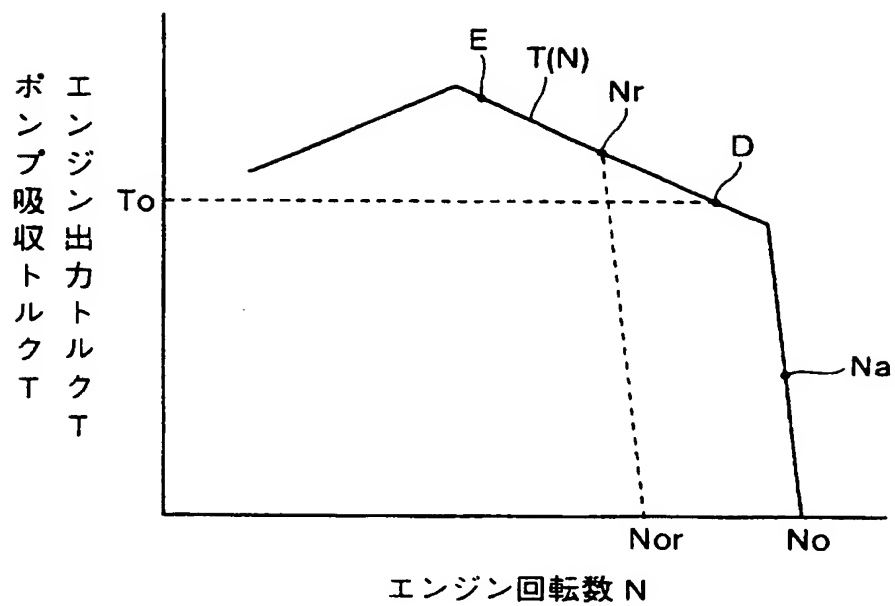
1/15

FIG.1



2/15

FIG.2



3/15

FIG.3

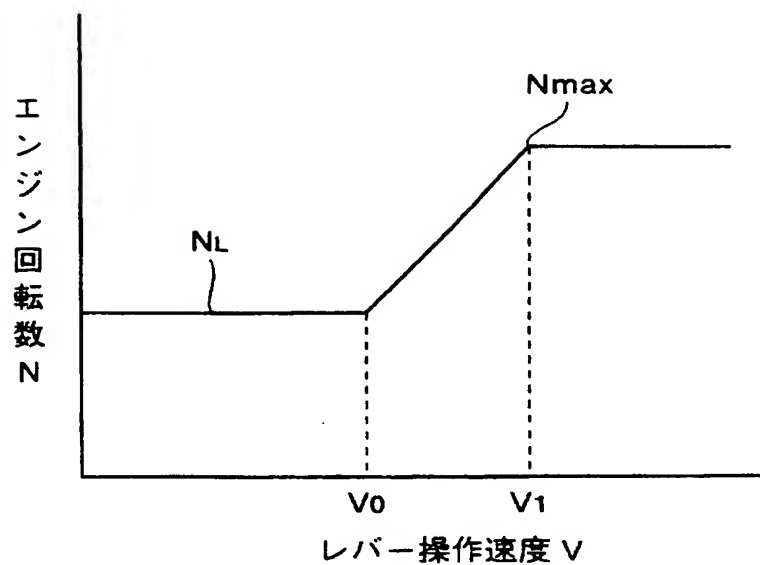
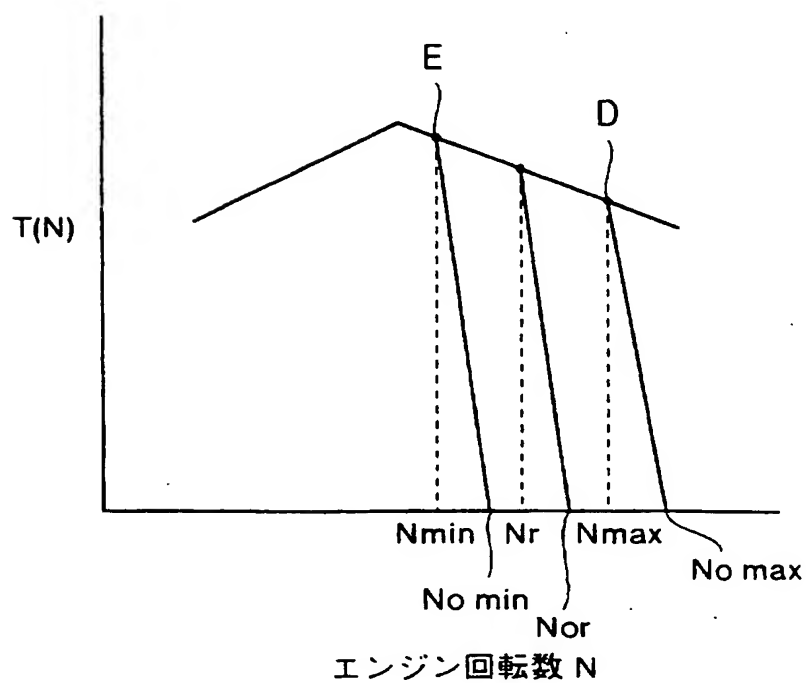
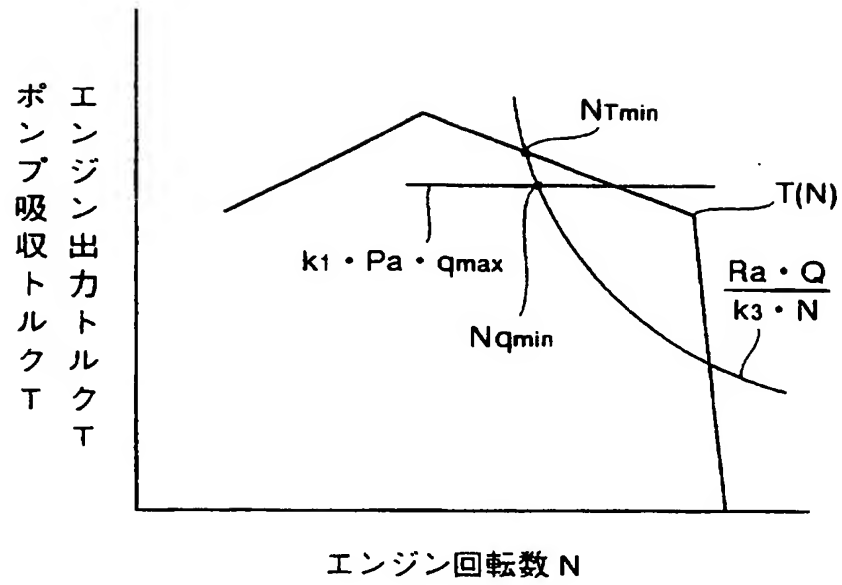


FIG.4



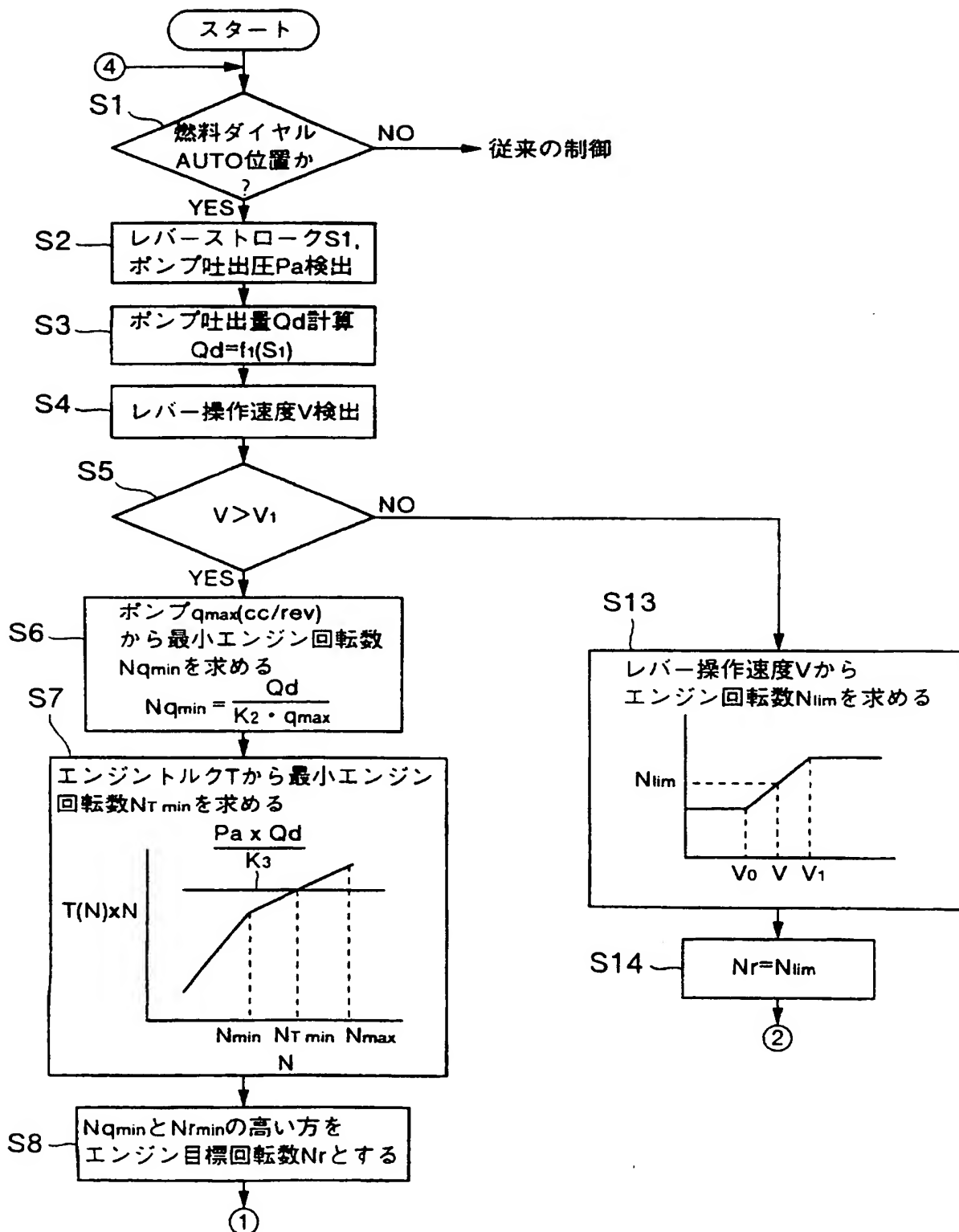
4/15

FIG.5



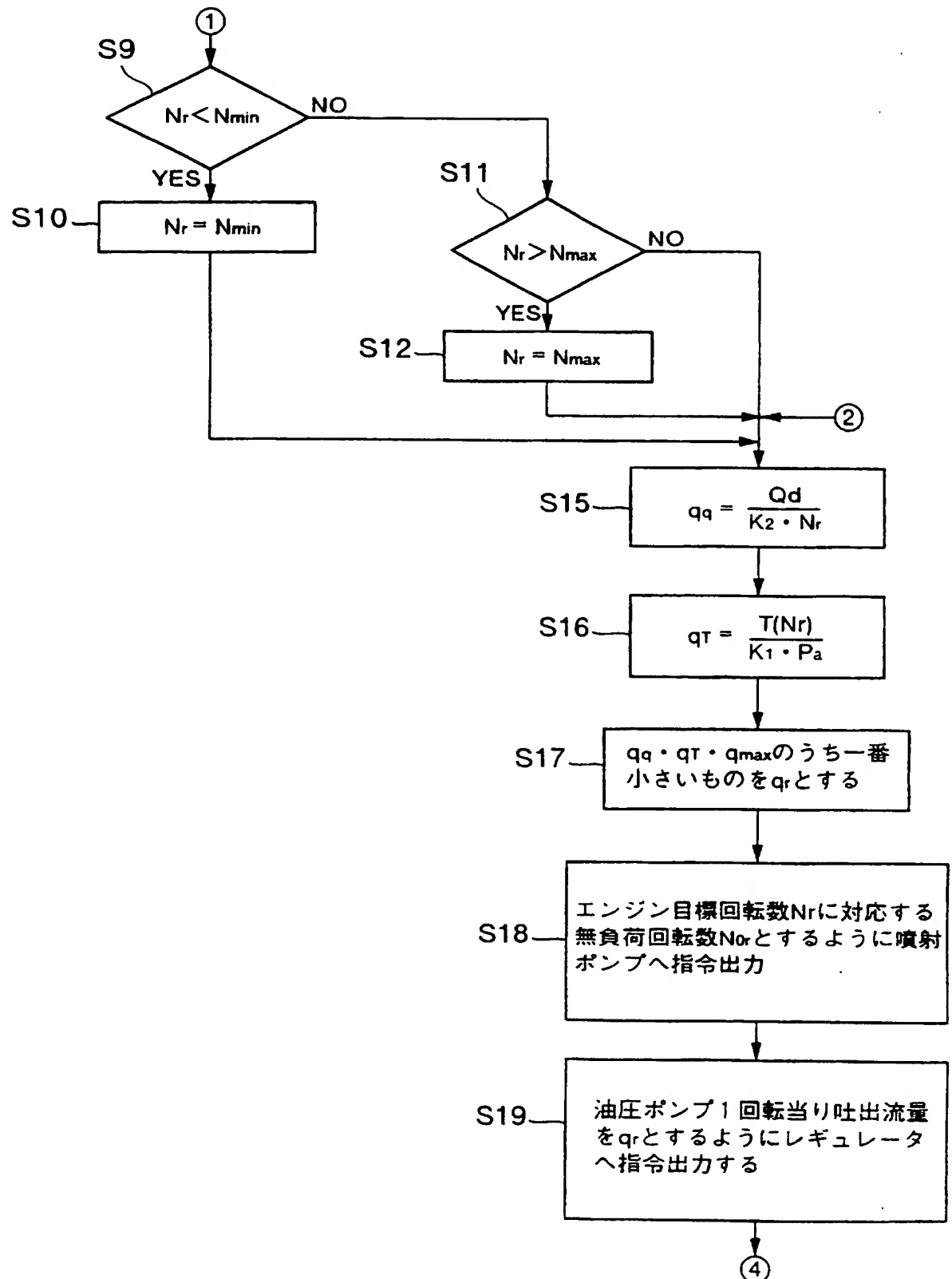
5/15

FIG.6



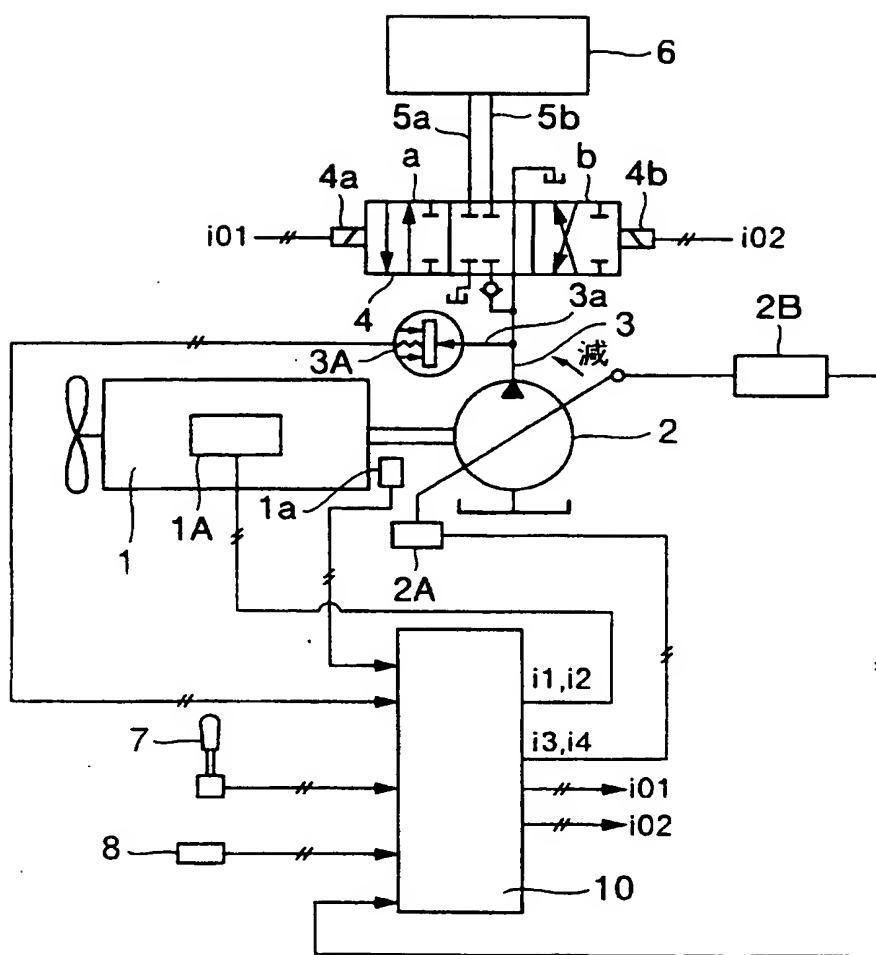
6/15

FIG.7



7/15

FIG.8



8/15

FIG.9

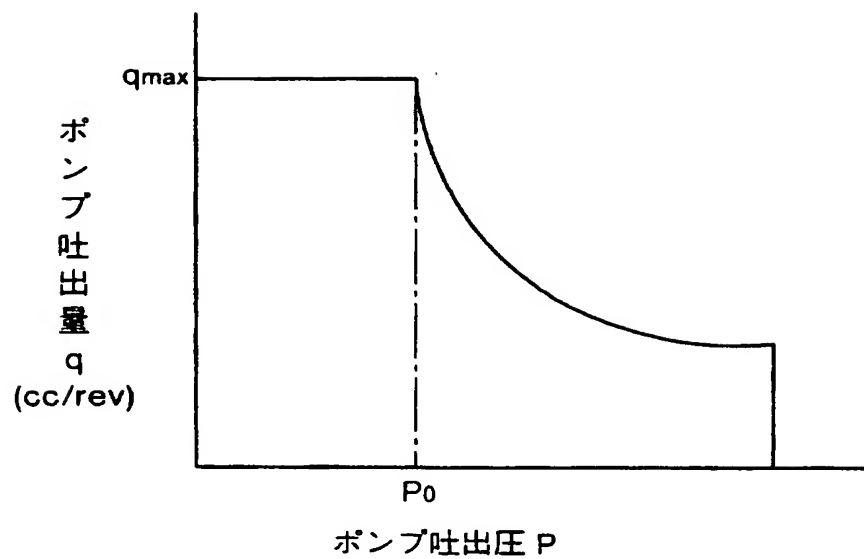
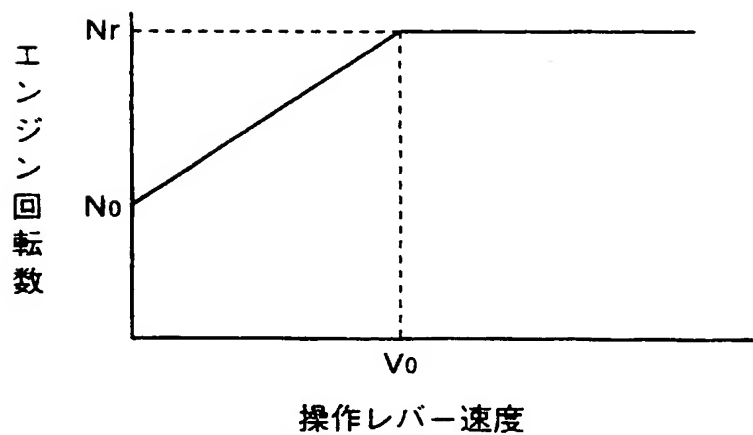


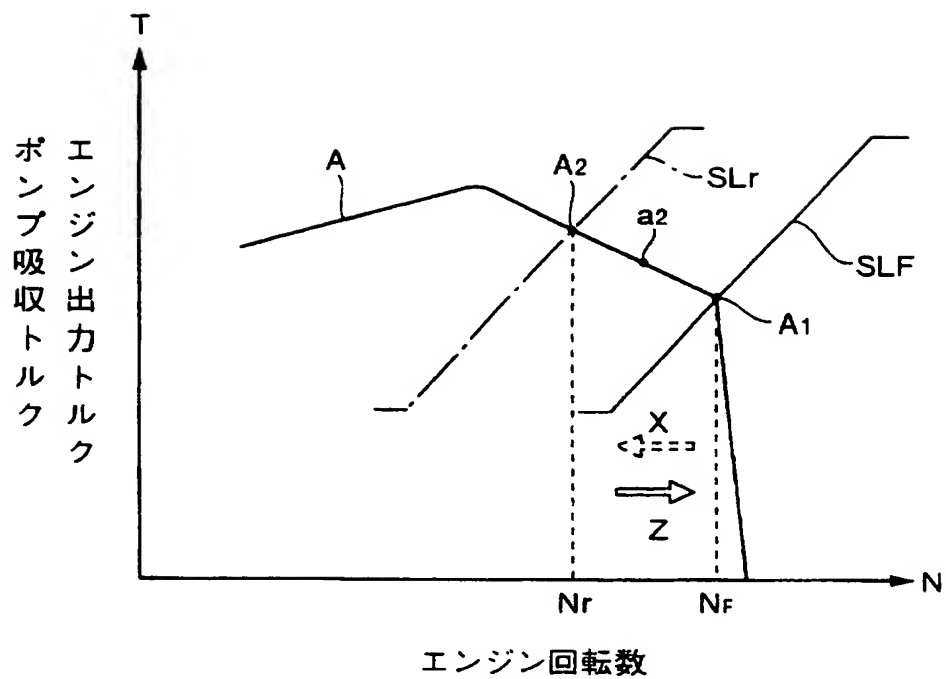
FIG.10





9/15

FIG.11



10/15

FIG.12

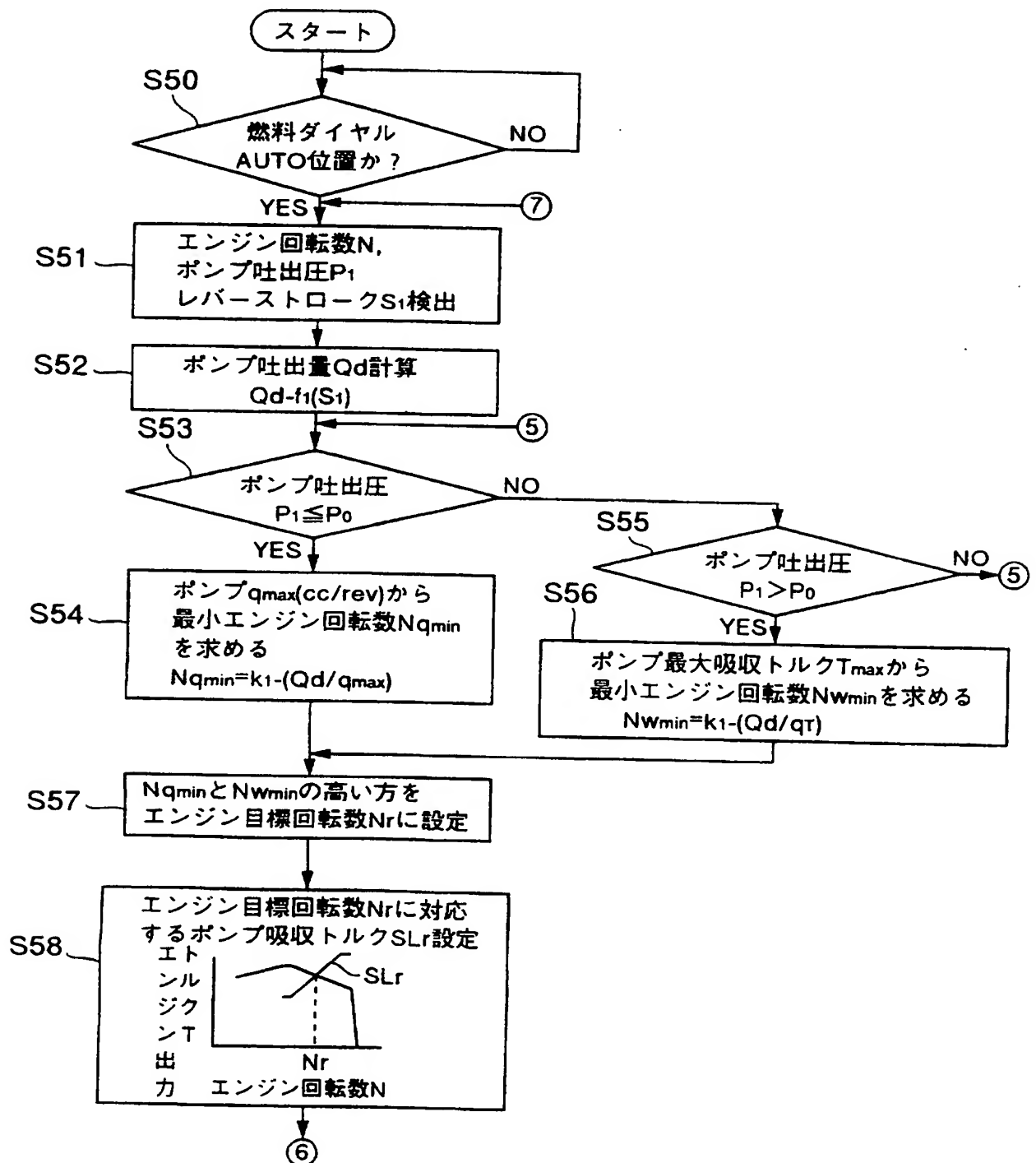
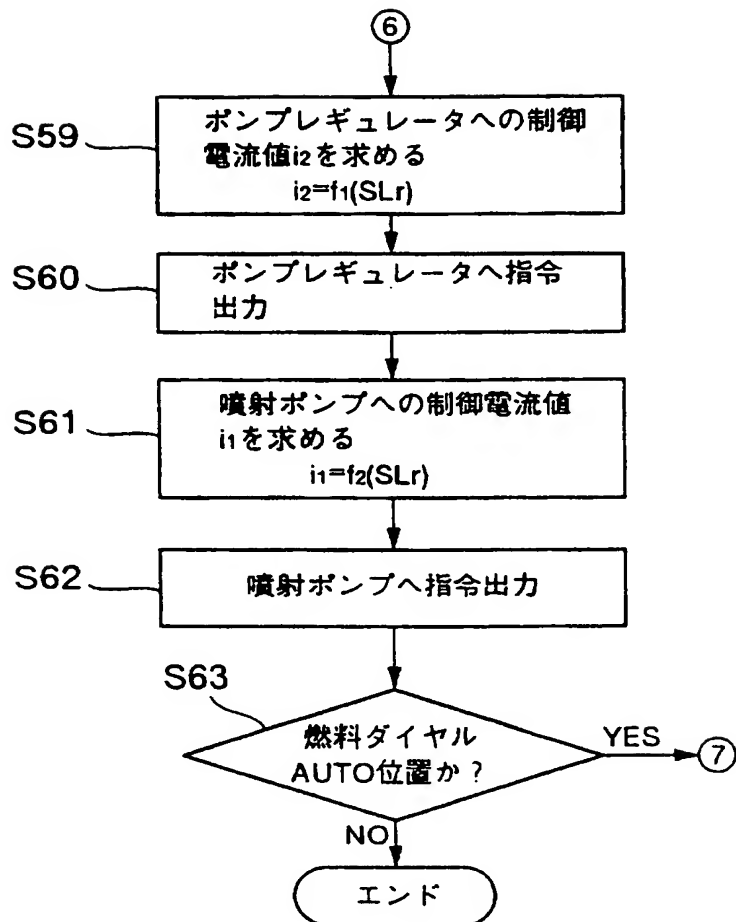


図12につづく

11/15

FIG.13



12/15

FIG.14

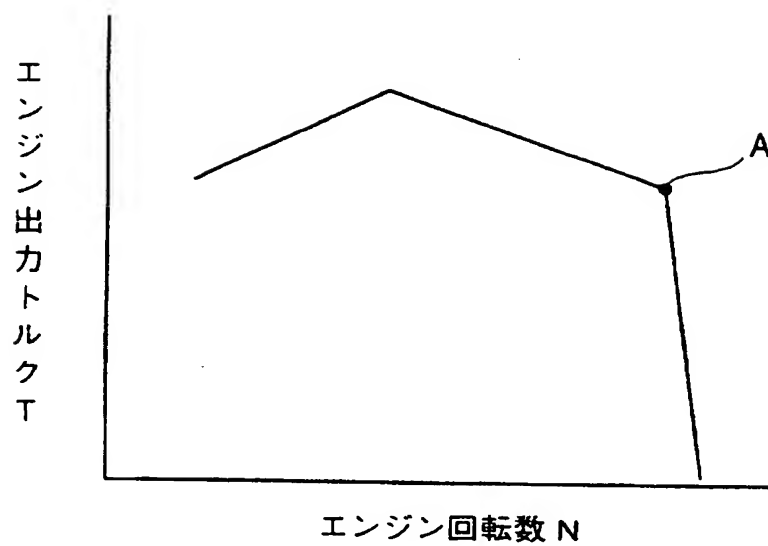
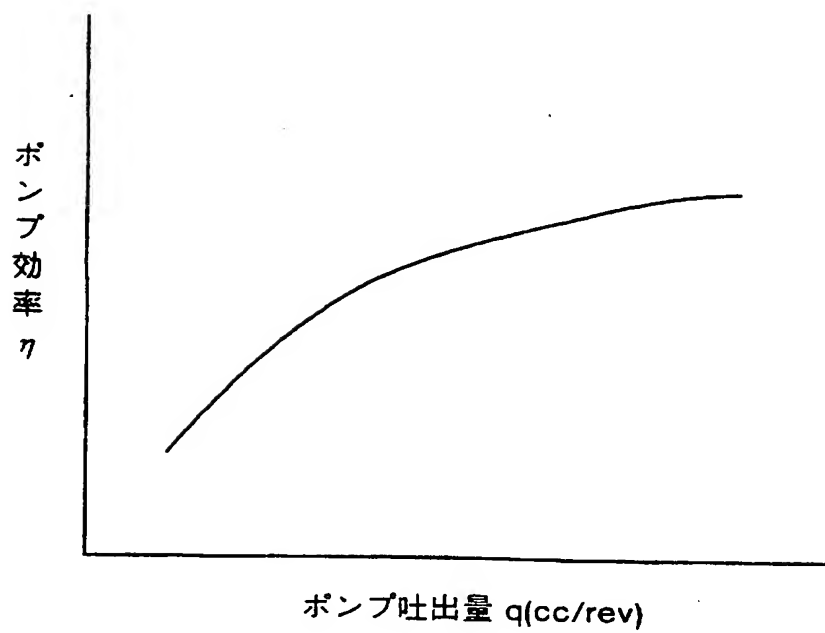


FIG.15



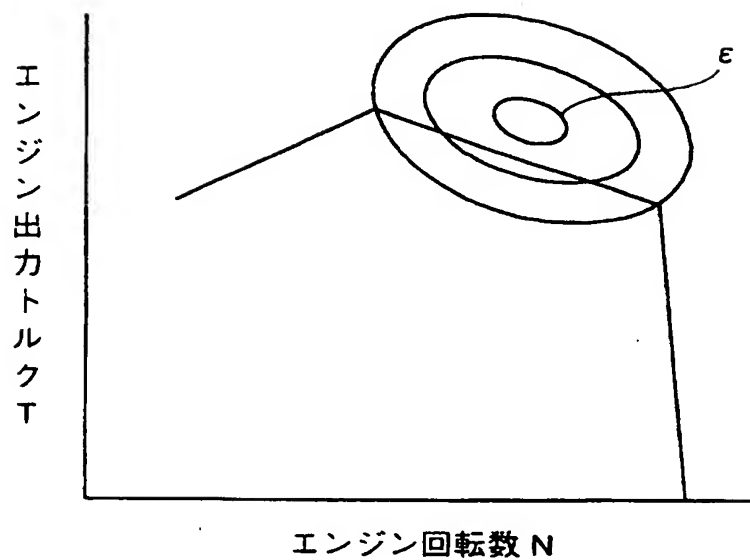
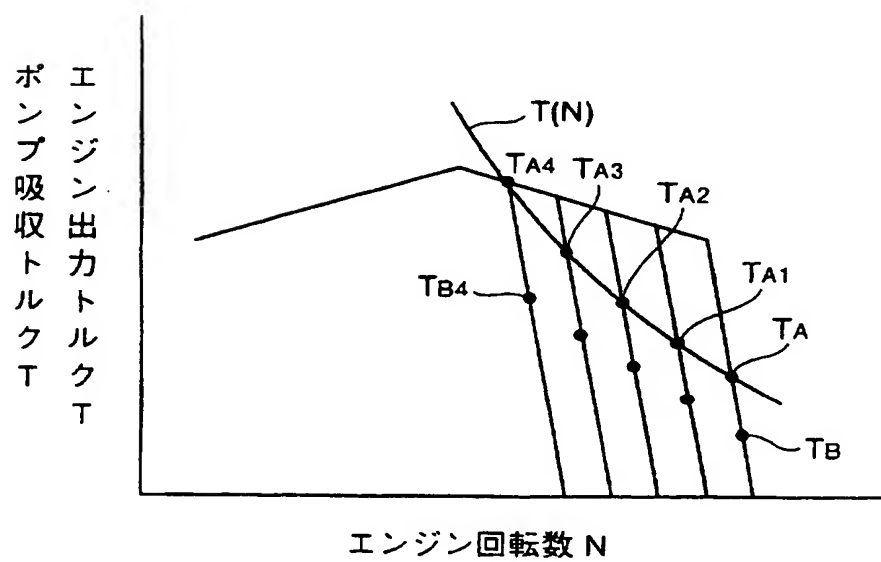
13/15  
FIG.16

FIG.17

従来技術



14/15

FIG.18

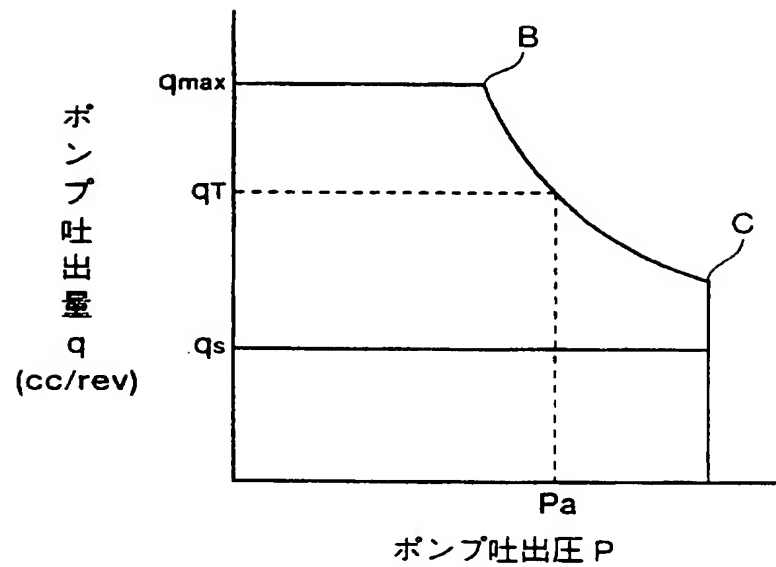
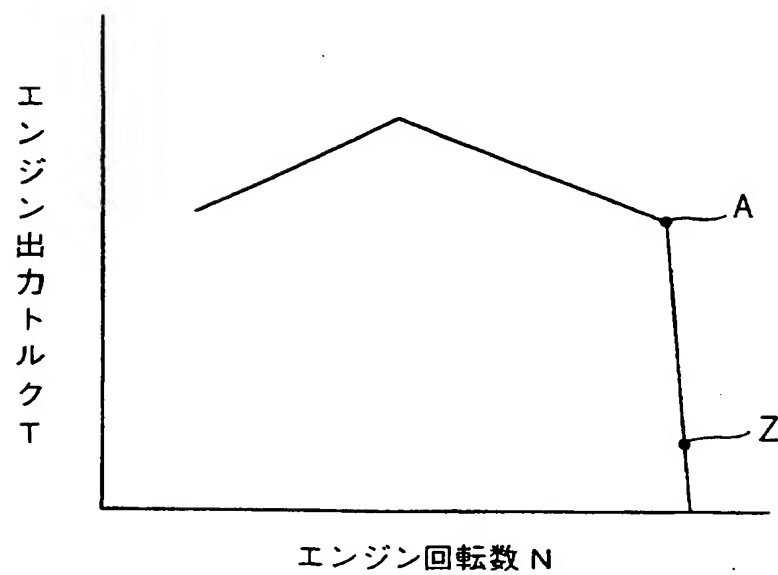
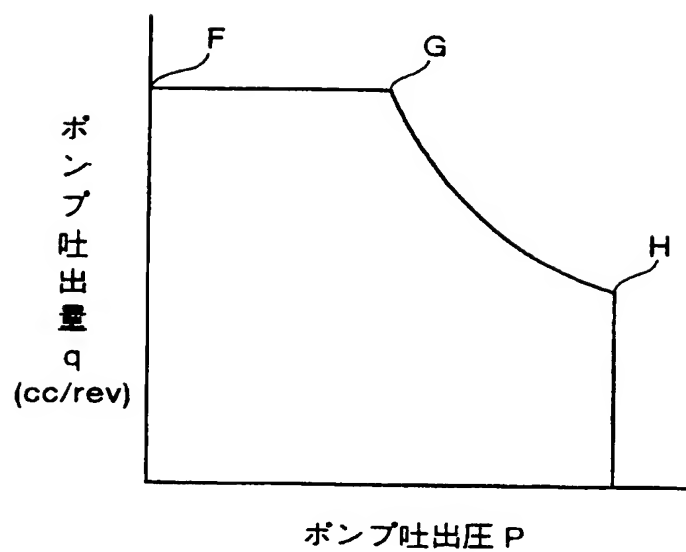


FIG.19



15/15

FIG.20



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP97/02768

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl<sup>6</sup> F02D29/04, F15B11/00, E02F9/20

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl<sup>6</sup> F02D29/04, F15B11/00-11/22, E02F3/42, E02F3/43,  
E02F3/84, E02F3/85, E02F9/20, E02F9/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926 - 1996	Jitsuyo Shinan Toroku
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971 - 1997	Koho
Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994 - 1997	1996 - 1997

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP, 6-94005, A (Shin Meiwa Industry Co., Ltd.), April 5, 1994 (05. 04. 94), Page 2, left column, line 27 to right column, line 5; Fig. 5 (Family: none)	1, 2 3, 4
X A	JP, 5-195546, A (Kubota Corp.), August 3, 1993 (03. 08. 93), Page 3, right column, line 13 to page 4, right column, line 5; Fig. 5 (Family: none)	1, 2 3, 4
A	JP, 63-50686, A (Komatsu Ltd.), March 3, 1988 (03. 03. 88), Page 2, upper right column, line 7 to lower right column, line 20; Fig. 3 & WO, 8801349, A1 & US, 4904161, A & EP, 277253, A1	1 - 4
A	JP, 6-280807, A (Komatsu Ltd.), October 7, 1994 (07. 10. 94), Page 2, right column, line 10 to page 3, left column, line 35 & WO, 9423213, A1	1 - 4



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search November 4, 1997 (04. 11. 97)	Date of mailing of the international search report November 11, 1997 (11. 11. 97)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer  Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP97/02768

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 2-76904, A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), March 16, 1990 (16. 03. 90), Page 2, upper right column, line 6 to page 4, upper left column, line 1 (Family: none)	1 - 4

C (続き). 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P, 6-280807, A (株式会社小松製作所), 7. 10月. 1994 (07. 10. 94), 第2頁右欄第10行-第3頁左欄第35行 &WO, 9423213, A1	1-4
A	J P, 2-76904, A (日立建機株式会社), 16. 3月. 1990 (16. 03. 90), 第2頁右上欄第6行-第4頁左上欄第1行 (ファミリーなし)	1-4

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int Cl <sup>*</sup> F02D29/04, F15B11/00, E02F9/20		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int Cl <sup>*</sup> F02D29/04, F15B11/00-11/22, E02F3/42, E02F3/43, E02F3/84, E02F3/85, E02F9/20, E02F9/22		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国 実用新案公報 1926-1996 日本国 公開実用新案公報 1971-1997 日本国 実用新案登録公報 1996-1997 日本国 登録実用新案公報 1994-1997		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X A	JP, 6-94005, A (新明和工業株式会社), 5. 4月, 1994 (05. 04. 94), 第2頁左欄第27行-第2頁右欄第5行, 第5図 (ファミリーなし)	1, 2 3, 4
X A	JP, 5-195546, A (株式会社クボタ), 3. 8月, 1993 (03. 08. 93), 第3頁右欄第13行-第4頁右欄第5行, 第5図 (ファミリーなし)	1, 2 3, 4
A	JP, 63-50686, A (株式会社小松製作所), 3. 3月, 1988 (03. 03. 88), 第2頁右上欄第7行-第2頁右下欄第20行, 第3図 & WO, 8801349, A1 & US, 4904161, A & EP, 277253, A1	1-4
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 04. 11. 97		国際調査報告の発送日 11.11.97
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/JP) 郵便番号100 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官 (権限のある職員) 林 直生樹 3G 9523 電話番号 03-3581-1101 内線 3355